



①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 196 19 476 A 1**

⑤① Int. Cl.⁶:
B 60 T 8/60

②① Aktenzeichen: 196 19 476.8
②② Anmeldetag: 14. 5. 96
④③ Offenlegungstag: 21. 11. 96

DE 196 19 476 A 1

③⑩ Unionspriorität: ③② ③③ ③①
17.05.95 JP P 7-142475

⑦① Anmelder:
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP

⑦④ Vertreter:
Tiedtke, Bühling, Kinne & Partner, 80336 München

⑦② Erfinder:
Koibuchi, Ken, Susono, Shizuoka, JP

⑤④ Fahrverhalten-Steuersystem für Fahrzeuge mit Unterscheidung zwischen Übersteuerungs- und Untersteuerungszuständen

⑤⑦ In einem Fahrverhalten-Steuersystem eines Fahrzeugs, bei dem einzelne Räder in Übereinstimmung mit einem Sollgiermoment und einer Sollängskraft selektiv gebremst werden, wird ermittelt, ob sich das Fahrzeug in einem Übersteuerungszustand oder einem Untersteuerungszustand befindet, und eine grundlegende Ausrichtung des Fahrverhaltens bzw. der Fahrverhaltenssteuerung wird je nachdem, ob sich das Fahrzeug in dem Übersteuerungszustand oder dem Untersteuerungszustand befindet, zwischen dem Sollgiermoment und der Sollängskraft umgeschaltet.

DE 196 19 476 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft die Steuerung des Fahrverhaltens eines Fahrzeugs wie beispielsweise einem Automobil und bezieht sich insbesondere auf die Steuerung des Fahrverhaltens eines solchen Fahrzeugs während der Kurvenfahrt, um dort durch Übersteuern verursachtes Schleudern oder durch Untersteuern verursachtes Wegdriften zu unterdrücken.

Gemäß der japanischen Patent-Offenlegungsschrift 3-11275 ist bekannt, das Fahrverhalten eines Vierradfahrzeugs, beispielsweise eines Automobils, während der Kurvenfahrt durch selektives Bremsen der einzelnen Räder zu steuern, so daß dann, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit während der Kurvenfahrt unter einem Lenkwinkel, der die Haftung der Reifen auf der Straßenoberfläche in Übereinstimmung mit dem Lenkwinkel gewährleisten kann, einen bestimmten Grenzwert überschreitet, die kurveninnenseitigen als auch die kurvenaußenseitigen Räder auf der Grundlage von Berechnungen eines Gierramentsollwerts, eines Längskraftsollwerts etc. gebremst werden, um das Fahrzeug zusammen mit einer Gierraten-Sollwertsteuerung abzubremsen und so die Kurvenfahrt des Fahrzeugs innerhalb der Haftgrenze der Reifen aufrechtzuerhalten.

Ferner ist in der japanischen Offenlegungsschrift 5-105048 beschrieben, die einzelnen Räder auf der Grundlage des Fahrverhaltens des Fahrzeugs einschließlich zumindest der Gierrate selektiv zu bremsen, so daß dann, wenn sich das Fahrzeug in einem übersteuerten Zustand befindet, die Bremskraftverteilung zu den Hinterrädern hin verschoben wird, während dann, wenn sich das Fahrzeug in einem untersteuerten Zustand befindet, die Bremskraftverteilung zu den Vorderrädern hin verschoben wird. Eine solche Fahrverhaltensteuerung führt sowohl zur Unterdrückung eines Schleuderns als auch eines Wegdriftens, Ausbrechens oder über die Räder schiebenden Verhaltens des Fahrzeugs.

Angesichts der Natur des Schleuderns und des Wegdriftens eines Vierradfahrzeugs wird jedoch erwogen, das Schleudern des Vierradfahrzeugs bevorzugt so zu steuern, daß dem dem Fahrzeug zugeführten Gierrament Priorität eingeräumt wird, indem die einzelnen Räder selektiv gebremst werden, ohne den Fahrbetrieb des Fahrzeugs nachteilig zu beeinflussen, während das Wegdriften des Fahrzeugs bevorzugt so gesteuert wird, daß der dem Fahrzeug zugeführten Längskraft Priorität eingeräumt wird, indem die einzelnen Räder selektiv gebremst werden, ohne den Fahrbetrieb des Fahrzeugs nachteilig zu beeinflussen.

Auf der Grundlage der vorstehenden Erkenntnis liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein verbessertes Fahrverhalten-Steuersystem für ein Vierradfahrzeug wie etwa einem Automobil zum Unterdrücken des Schleuderns und Wegdriftens des Fahrzeugs zu schaffen, welches auf der Grundlage einer Erfassung eines Übersteuerungs- oder Untersteuerungszustands arbeitet, wobei zwischen dem Übersteuerungszustand und dem Untersteuerungszustand ein Steuersollparameter unterschieden wird.

Die vorstehende Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch ein Fahrverhalten-Steuersystem für ein Fahrzeug mit Rädern und einer Bremsanlage zum selektiven Bremsen jedes der Räder, gekennzeichnet durch eine Einrichtung zum Erfassen des Fahrverhaltens des Fahrzeugs, wobei dieses Fahrverhalten ein Gierrament und eine Längskraft des Fahrzeugs umfaßt; eine Einrichtung zum Bestimmen eines Sollfahrverhaltens des Fahrzeugs,

wobei dieses Sollfahrverhalten ein Sollgierrament und eine Sollängskraft umfaßt; eine Einrichtung zum Steuern der Bremsanlage so, daß sich das Fahrverhalten des Fahrzeugs dem Sollfahrverhalten annähert, wobei die Steuerung beinhaltet, das Gierrament des Fahrzeugs dem Sollgierrament und die Längskraft des Fahrzeugs der Sollängskraft anzunähern; eine Einrichtung zum Entscheiden, ob das Fahrverhalten des Fahrzeugs einem Übersteuerungszustand oder einem Untersteuerungszustand entspricht; und einer Einrichtung zum Umschalten einer grundlegenden Ausrichtung der Steuerung zwischen dem Sollgierrament und der Sollängskraft in Übereinstimmung damit, ob das durch die Fahrzeug-Fahrverhalten-Beurteilungseinrichtung ermittelte Fahrzeug-Fahrverhalten dem Übersteuerungszustand oder dem Untersteuerungszustand entspricht.

Anhand einer solchen Anordnung wird die Fahrzeug-Fahrverhaltensteuerung auf der Grundlage einer Unterscheidung zwischen einem Übersteuerungs-Fahrzustand und einem Untersteuerungs-Fahrzustand des Fahrzeugs auf unterschiedliche Weise derart ausgeführt, daß die einen Sollwert eines Steuerparameters berechnende und entsprechend dem Sollwert nachführende Rechnersteuerung des Fahrzeugs über einen weiten, den Übersteuerungszustand und den Untersteuerungszustand einschließenden Fahrzustandbereich besser an das Fahrverhalten- oder Straßenlagevermögen angepaßt wird.

Bei dem Fahrverhalten-Steuersystem mit dem vorstehenden, grundlegenden Aufbau kann die Fahrzeug-Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung die Geschwindigkeit, die Querbewegung und die Gierrate des Fahrzeugs erfassen, und kann die die grundlegende Ausrichtung der Steuerung umschaltende Einrichtung die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung so steuern, daß das Sollgierrament im wesentlichen auf der Grundlage eines Schleuder- oder Schlupfwinkels (slip angle) des Fahrzeugs bestimmt wird, der durch Berechnen einer Änderungsrate der Querbewegung als Unterschied zwischen der durch die Fahrzeug-Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung und einem Produkt aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gierrate, die beide durch die Fahrzeug-Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung erfaßt werden, Berechnen einer Querschleudergeschwindigkeit durch zeitliches Integrieren der Querschleunigungs-Änderungsrate, und Berechnen des Schleuderwinkels als Verhältnis zwischen der Querschleudergeschwindigkeit und der Fahrzeuggeschwindigkeit abgeleitet wird, wenn als Fahrzustand des Fahrzeugs der Übersteuerungszustand ermittelt wird.

In diesem Fall kann die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung die Sollängskraft so bestimmen, daß diese einen konstanten Wert annimmt.

Ferner kann die Sollgierrament-Bestimmungseinrichtung das Sollgierrament außerdem auf der Grundlage einer Änderungsrate des Schleuderwinkels zusätzlich zu dem Schleuderwinkel bestimmen.

Wird bei dem Fahrverhalten-Steuersystem mit dem vorstehenden, grundlegenden Aufbau andererseits als Fahrzustand der Untersteuerungszustand ermittelt, so kann die Fahrzeug-Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung die Geschwindigkeit, den Lenkwinkel und die Gierrate des Fahrzeugs erfassen, und kann die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung die Sollängsgeschwindigkeit im wesentlichen auf der Grundlage einer Abweichung einer durch zeitliche Integration eines Parameters proportional zu einem Produkt aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel, die beide

durch die Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung erfaßt werden, berechneten Gierrate von der durch die Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung erfaßten Gierrate ermitteln.

In diesem Fall kann die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung das Sollgierrmoment so bestimmen, daß dieses einen konstanten Wert annimmt.

Ferner kann der zu dem Produkt aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel proportionale Parameter durch Quadrieren der Fahrzeuggeschwindigkeit derart modifiziert werden, daß der Parameter mit einem additiven, im wesentlichen zu dem Quadrat der Fahrzeuggeschwindigkeit proportionalen Inkrement zunimmt.

In dem erfindungsgemäßen Fahrverhalten-Steuersystem kann die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung eine Einrichtung zum Bilden eines Koordinatensystems aus dem Gierrmoment und der Längskraft, eine Einrichtung zum Bestimmen eines Haftungsbereichs in diesem Koordinatensystem, innerhalb dessen die Haftung der Reifen auf der Straßenoberfläche gewährleistet ist, und eine Einrichtung zum Ändern eines Sollpunkts des Sollgierrmoments und der Solllängskraft in dem Koordinatensystem derart, daß dieser in dem Haftungsbereich zu liegen kommt, wenn dies nicht der Fall ist, umfassen, wobei die Sollpunkt-Änderungseinrichtung den Sollpunkt dadurch ändert, daß dem Sollgierrmoment im Übersteuerungszustand des Fahrzeug-Fahrverhaltens Priorität über die Solllängskraft eingeräumt wird.

Alternativ kann in dem erfindungsgemäßen Fahrverhalten-Steuersystem die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung eine Einrichtung zum Bilden eines Koordinatensystems aus dem Gierrmoment und der Längskraft, eine Einrichtung zum Bestimmen eines Haftungsbereichs in diesem Koordinatensystem, und eine Einrichtung zum Ändern eines Sollpunkts des Sollgierrmoments und der Solllängskraft in dem Koordinatensystem derart, daß dieser in dem Haftungsbereich zu liegen kommt, wenn dies nicht der Fall ist, umfassen, wobei die Sollpunkt-Änderungseinrichtung den Sollpunkt dadurch ändert, daß der Solllängskraft im Untersteuerungszustand des Fahrzeug-Fahrverhaltens Priorität über die Sollgierrate eingeräumt wird.

Unter Berücksichtigung dessen, daß die Seitenkraft, die dem Rad von der Straßenoberfläche zur Verfügung gestellt wird, in Übereinstimmung mit der dem Rad zugeführten Bremskraft abnimmt, wie nachstehend im einzelnen beschrieben wird, kann in dem erfindungsgemäßen Fahrverhalten-Steuersystem die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung eine Einrichtung zum Bilden eines Koordinatensystems aus dem Gierrmoment und der Längskraft, eine Einrichtung zum Bestimmen eines Bereichs in dem Koordinatensystem, der so zusammengezogen ist, daß er im wesentlichen ein Drittel des Haftungsbereichs in bezug auf das Gierrmoment bzw. die Längskraft einnimmt, und eine Einrichtung zum Ändern eines Sollpunkts des Sollgierrmoments und der Solllängskraft in dem Koordinatensystem so, daß dieser in dem zusammengezogenen Bereich zu liegen kommt, wenn dies nicht der Fall ist, umfaßt, wobei die Sollpunkt-Änderungseinrichtung den Sollpunkt dadurch ändert, daß der Solllängskraft im Untersteuerungszustand des Fahrzeug-Fahrverhaltens gegenüber dem Sollgierrmoment Priorität eingeräumt wird.

Um die allgemein volle Wirksamkeit der Steuerung zu gewährleisten, kann in dem erfindungsgemäßen Fahrverhalten-Steuersystem die Fahrverhalten-Erfas-

sungseinrichtung eine Einrichtung zum Erfassen eines Reibradius jedes der Räder, eine Einrichtung zum Aufteilen der dem linken Vorderrad und dem linken Hinterrad des Fahrzeugs zugeführten Bremskraft auf eine dem linken Vorderrad zugeführte Bremskraft und eine dem linken Hinterrad zugeführte Bremskraft mit einem aus dem Reibradius des linken Vorderrades und dem Reibradius des linken Hinterrades abgeleiteten Verteilungsverhältnis, und eine Einrichtung zum Aufteilen der dem rechten Vorderrad und dem rechten Hinterrad des Fahrzeugs zugeführten Bremskraft auf eine dem rechten Vorderrad zugeführte Bremskraft und eine dem rechten Hinterrad zugeführte Bremskraft mit einem aus dem Reibradius des rechten Vorderrades und dem Reibradius des rechten Hinterrades abgeleiteten Verteilungsverhältnis, insbesondere dann, wenn sich das Fahrzeug-Fahrverhalten in dem Untersteuerungszustand befindet.

Bezüglich der kurvenaußenseitigen Räder wird jedoch stärker bevorzugt, daß die Fahrzeugverhalten-Erfassungseinrichtung eine Einrichtung zum Erfassen eines Reibradius jedes der Räder, eine Einrichtung zum Aufteilen der dem kurveninnenseitigen Vorderrad und dem kurveninnenseitigen Hinterrad des Fahrzeugs zugeführten Bremskraft auf eine dem kurveninnenseitigen Vorderrad zugeführte Bremskraft und eine dem kurveninnenseitigen Hinterrad zugeführte Bremskraft mit einem aus dem Reibradius des kurveninnenseitigen Vorderrades und dem Reibradius des kurveninnenseitigen Hinterrades abgeleiteten Verteilungsverhältnis, und eine Einrichtung zum Aufteilen der dem kurvenaußenseitigen Vorderrad und dem kurvenaußenseitigen Hinterrad des Fahrzeugs zugeführten Bremskraft auf eine dem kurvenaußenseitigen Vorderrad zugeführte Bremskraft und eine dem kurvenaußenseitigen Hinterrad zugeführte Bremskraft mit einem aus dem Reibradius des kurveninnenseitigen Vorderrades und einem Produkt aus dem Reibradius des kurvenaußenseitigen Hinterrades und $(t/2)/(b^2 + t^2/4)^{1/2}$ abgeleiteten Verteilungsverhältnis, worin t der Radabstand der Hinterräder und b der Abstand zwischen dem Fahrzeugschwerpunkt und der Hinterachse ist, insbesondere dann, wenn sich das Fahrzeug-Fahrverhalten in dem Übersteuerungszustand befindet.

Nachstehend werden einige Analysen diskutiert, um die Basis für die erfindungsgemäß angegebenen Zustände und Bedingungen zu schaffen.

Zur Abschätzung oder Ermittlung der durch den Reibungskontakt zwischen dem Rad und der Straßenoberfläche zur Verfügung gestellten Seitenkraft zeigt Fig. 1 in der Aufsicht ein vereinfachtes Modell eines Fahrzeugs mit einem aus einem linken Rad 100in und einem rechten Rad 100out bestehenden Radpaar. Es wird angenommen, daß sich das Fahrzeug bezüglich der Figur nach oben bewegt und eine Linkskurve beschreibt, so daß das linke Rad 100in das kurveninnenseitige Rad und das rechte Rad 100out das kurvenaußenseitige Rad ist. Werden die Masse des Fahrzeugaufbaus mit "m", die Höhe des Aufbaus über der Straßenoberfläche mit "h", die Spurweite oder der Abstand zwischen den beiden Rädern mit "t", die Querbeseleunigung aufgrund der Linksdrehung mit "Gy" und die Fallbeseleunigung mit "g" bezeichnet, so werden die Kontaktlasten Win bzw. Wout des linken bzw. rechten Rades auf der Straßenoberfläche ausgedrückt durch:

$$W_{in} = m \cdot g/2 - m \cdot G_y \cdot h/t \quad (1)$$

$$W_{out} = m \cdot g/2 + m \cdot G_y \cdot h/t \quad (2)$$

Wenn der zwischen dem Rad und der Straßenoberfläche wirkende Reibungskoeffizient μ ist, sind die maximalen, den Rädern auf der Kurveninnenseite und der Kurvenaußenseite über die Straßenoberfläche aufgrund der Reibung zwischen diesen zuführbaren Seitenkräfte $F_{inmax} = \mu \cdot W_{in}$ bzw. $F_{outmax} = \mu \cdot W_{out}$. Größen wie F_{inmax} und F_{outmax} werden, als Parameter, als "Reibradius" bezeichnet und repräsentieren die maximale, einem Rad zur Verfügung stehende Seitenkraft, die dem Seitenschlupf durch den Reibungskontakt mit der Straßenoberfläche in jeder Richtung um den Kontaktpunkt entgegenwirken kann. Die Kreise 102in und 102out gemäß Fig. 1 sind die Kreise, die mit einem solchen Reibradius für die kurveninnen- und kurvenaußen-seitigen Räder gezogen sind. An der Kurvenaußenseite steht für das Rad 100out innerhalb des Reibungskreises 102out eine verhältnismäßig große Bremskraft F_{out} zur Verfügung, während für das Rad 100in an der Kurveninnenseite eine geringere Bremskraft F_{in} innerhalb des Reibungskreises 102in zur Verfügung steht. Falls ein Schlupf- oder Schleudermoment M in dem Fahrzeugaufbau erzeugt wird, kann diesem durch Zuführen ungleicher Bremskräfte F_{in} und F_{out} an die kurveninnen- und kurvenaußen-seitigen Räder entgegengewirkt werden.

Fig. 2 zeigt ein Diagramm, welches in Zusammenhang mit dem Modell gemäß Fig. 1 so angeordnet ist, daß die Ordinate eine dem Fahrzeugaufbau durch die Räder zugeführte Längskraft F_x ausdrückt, während die Abszisse ein dem Fahrzeugaufbau durch die Räder zugeführtes Giermoment M angibt. In Fig. 2 ist, wie im Diagramm angegeben, die untere Hälfte der Abszisse ein Bremsbereich, während die obere Hälfte der Abszisse ein Fahrbereich ist. Hierzu verwandt verlangt ein Giermoment im rechten Halbbereich der Ordinate eine Linksdrehung des Fahrzeugaufbaus, während ein Giermoment im linken Halbbereich der Ordinate die Linksdrehung des Fahrzeugs unterdrückt bzw. dieser entgegenwirkt. Dann verlaufen die Koordinatenachsen der durch das linke und das rechte Rad ausgeübten Bremskräfte diagonal zu der Koordinate der Längskraft F_x und dem Moment M , wie dies in dem Diagramm durch F_{in} und F_{out} dargestellt ist, und es wird ein viereckiger Bereich P1-P2-P3-P4 in Übereinstimmung mit jedem Momentanfahrzustand des Fahrzeugs gebildet, innerhalb dessen der Seitengriff oder die Seitenhaftung der Räder auf der Straßenoberfläche auf der Grundlage eines Reibungskontaktes zwischen denselben gewährleistet ist, wobei P1 ein vollkommen neutraler Punkt, P2 ein Punkt mit $F_{in} = F_{inmax}$ und $F_{out} = 0$, P3 ein Punkt mit $F_{in} = F_{inmax}$ und $F_{out} = F_{outmax}$ und P4 ein Punkt mit $F_{in} = 0$ und $F_{out} = F_{outmax}$ sind.

Vorteilhaft kann dann, wenn das Sollgiermoment und/oder die Sollängskraft der Fahrzeug-Fahrverhaltensteuerung in dem viereckigen Haftungsbereich liegen, die Steuerung des Giermoments und/oder der Längskraft in Richtung deren Sollwerte durch selektives Bremsen jedes der Räder sofort begonnen werden. Falls jedoch das Sollgiermoment und/oder die Sollängskraft außerhalb des viereckigen Haftungsbereichs liegen, kann die Fahrverhaltensteuerung nicht so ausgeführt werden, daß die Bremskraft für den Sollwert sofort entweder einem oder beiden der inneren und äußeren Räder zugeführt wird.

Allgemein sollte es dann, wenn sich das Fahrzeug in einem Übersteuerungszustand (Schleuderzustand) be-

findet, zur Stabilisierung des Fahrzeugs wirkungsvoller sein, dem Fahrzeug ein dem Schleudern entgegenwirkendes Moment zu verleihen. Erfindungsgemäß wird daher dann, wenn sich das Fahrzeug in einem Übersteuerungszustand befindet, bei der Steuerung der Bremskraft des rechten und des linken Rades der Zufuhr eines Sollgiermoments Priorität gegeben. Wenn beispielsweise der Sollpunkt an einem sich in einem oberhalb der Linie P1-P4 festgelegten, in Fig. 2 schraffierten Bereich befindenden Punkt, etwa T1, liegt, so wird der Sollpunkt T1 in einen gegenüber dem Punkt T1 im Diagramm senkrecht nach unten verschobenen Punkt T1' geändert, damit er in den Haftungsbereich fällt, so daß infolgedessen das Sollgiermoment beibehalten wird, bevor die Bremssteuerung der Räder mit dem Sollpunkt T1' begonnen wird. Für den Sollpunkt T1' wird nur das kurvenaußen-seitige Rad gebremst.

Wenn sich andererseits das Fahrzeug in einem Untersteuerungszustand (Wegdriftzustand) befindet, sollte es zur Stabilisierung des Fahrzeugs wirkungsvoller sein, das Fahrzeug zusammen mit der Zufuhr eines Giermoments zu verzögern, so daß die an dem Fahrzeug angreifende Zentrifugalkraft abgeschwächt wird. Erfindungsgemäß wird daher dann, wenn sich das Fahrzeug in einem Untersteuerungszustand befindet, bei der Steuerung der Bremskraft des rechten und des linken Rades der Erzielung einer Sollängskraft Priorität eingeräumt. Wenn beispielsweise der Sollpunkt an einem sich in einem rechts von der Linie P2-P3 festgelegten, in Fig. 2 ebenfalls schraffierten Bereich befindenden Punkt, etwa T2 oder T3, liegt, so wird der Sollpunkt T2 oder T3 in einen gegenüber dem Punkt T2 oder T3 horizontal nach links verschobenen Punkt T2' oder T3' geändert, damit er in den Haftungsbereich fällt, so daß infolgedessen die Sollängskraft beibehalten wird, bevor die Bremssteuerung der Räder mit dem Sollpunkt T2' oder T3' begonnen wird. Für den Sollpunkt T2' oder T3' werden das kurveninnenseitige und das kurvenaußen-seitige Rad gebremst, so daß das Fahrzeug verzögert wird, während gleichzeitig ein Giermoment erzeugt wird, welches die Drehung des Fahrzeugs veranlaßt.

Obwohl es zweckmäßig wäre, den Sollpunkt so zu berechnen, daß er innerhalb des Haftungsbereichs oder in dem in Fig. 2 außerhalb des Haftungsbereichs schraffiert dargestellten beiden Bereichen liegt, so daß zumindest entweder das berechnete Sollgiermoment oder die Sollängskraft direkt verwendbar ist, kann der Sollpunkt so berechnet werden, daß er — wie etwa bei T4 bis T9 — dem Fahrzustand des Fahrzeugs besser entspricht, so daß die Bremssteuerung der Räder tatsächlich mit einer Änderung dieser Sollpunkte in beispielsweise jeweils Punkte T4' bis T9' begonnen wird.

Wenn das Fahrzeug ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb und Vorderradlenkung ist, kann das Diagramm gemäß Fig. 2 wie in Fig. 3 gezeigt geändert werden, wobei der Haftungsbereich erweitert wird, um einen durch Punkte P1', P2' und P4' definierten Bereich des Radantriebs einzuschließen. Das Antreiben der Vorderräder ist wirkungsvoll zur Unterdrückung eines Übersteuerns.

Bezugnehmend auf die Ermittlung des Reibungsradius ist als weiterer Gesichtspunkt anzumerken, daß die am Rad aufgrund des Reibungskontakts mit der Straßenoberfläche verfügbare Seitenkraft mit zunehmender Bremskraft abnimmt. Fig. 4 zeigt vereinfacht die rechte Hälfte eines Vierradfahrzeugs. Es wird hierbei angenommen, daß sich das Fahrzeug in der Figur nach oben bewegt und sich gleichzeitig nach links dreht. Falls dem

Rad 100rout keine Bremskraft zugeführt wird, zeigt in einem solchen Zustand der Pfeil Fys in der Figur die dem Hinterrad 100rout durch die Straßenoberfläche rechtwinklig zur Mittenebene des Rades und, ausgedrückt durch den Reibungskreis 102rout, gesättigte oder maximale zugeführte Seitenkraft.

Wird dem Hinterrad 100rout eine Bremskraft zugeführt, wird die Seitenkraft mit der Längsbremskraft kombiniert, um eine zusammengesetzte Kraft Fr bereitzustellen, die sich aus ihrer Ausrichtung rechtwinklig zur Radmittenebene zur Längsbremskraft hin dreht. Da die resultierende, kombinierte Kraft Fr auf einen Wert innerhalb des Reibungskreises 102rout beschränkt ist, kann die Seitenkraft nur von Fys auf Fy abnehmen.

In diesem Zusammenhang ist es angesichts einer solchen, durch den Bremsvorgang verursachten Reduktion der Seitenkraft am wirkungsvollsten für die dem kurvenaußenseitigen Hinterrad zugeführte Bremskraft, wenn ihre Größe derart ist, daß die kombinierte Kraft Fr im rechten Winkel zu der den Radkontaktpunkt P und den Schwerpunkt O des Fahrzeugs verbindenden Linie wirkt, d. h. die diesem zugeführte, maximale Bremskraft ist $F_{x\max} = \mu \cdot W_r \cdot 1/2(b^2 + t^2/4)^{1/2}$.

Die Erfindung wird nachstehend anhand bevorzugter Ausführungsbeispiele unter Bezugnahme auf die beigelegte Zeichnung näher beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1 ein vereinfachtes Modell eines Fahrzeugs mit einem Radpaar, gezeigt im Zustand des Beschreibens einer Linkskurve;

Fig. 2 eine Koordinatendarstellung des Giermoments M, der Längskraft Fx und der Bremskräfte Fin und Fout, sowie die Art und Weise, in der die Bremskräfte für die kurveninnenseitigen und die kurvenaußenseitigen Räder gesteuert werden müssen, wenn sich das Fahrverhalten des Fahrzeugs in einem Übersteuerungs- oder einem Untersteuerungszustand befindet;

Fig. 3 ein zu dem der Fig. 2 ähnliches, im Hinblick auf ein frontgetriebenes, frontgelenktes Fahrzeug modifiziertes Diagramm;

Fig. 4 ein vereinfachtes Modell eines Vierradfahrzeugs, gezeigt im Zustand des Beschreibens einer Linkskurve;

Fig. 5 eine vereinfachte Ansicht eines das Fahrzeug-Fahrverhalten-Steuersystem gemäß einem Ausführungsbeispiel;

Fig. 6 ein Diagramm, welches das Bremssystem und das elektrische Steuersystem, die einen wesentlichen Teil des in Fig. 6 gezeigten Fahrzeug-Fahrverhalten-Steuersystems bilden, zeigt.

Fig. 7 ein allgemeines Ablaufdiagramm, welches den Steuerbetrieb des Fahrzeug-Fahrverhalten-Steuersystems gemäß dem Ausführungsbeispiel zeigt.

Fig. 8 ein Ablaufdiagramm, welches eine Unteroutine zum Aufteilen der Bremskraft zwischen den Vorderrädern und den Hinterrädern gemäß Schritt 90 des allgemeinen Ablaufdiagramms zeigt;

Fig. 9 ein zu dem in Fig. 2 gezeigten gleichartiges Diagramm, welches das Giermoment M, die Längskraft Fx und die Bremskräfte Fin und Fout in Koordinatendarstellung zeigt und insbesondere dazu dient, die den kurveninnenseitigen und den kurvenaußenseitigen Rädern zugeführten Bremskräfte zu modifizieren, wenn sich das Fahrzeug in einem Untersteuerungszustand befindet, unter Berücksichtigung der Abnahme der Seitenkraft aufgrund des Abbremsens des Fahrzeugs; und

Fig. 10 ein Ablaufdiagramm, welches eine Routine zum Aufteilen der Bremskraft zwischen den Vorderrädern und den Hinterrädern gemäß Schritt 170 des allge-

meinen Ablaufdiagramms zeigt.

In Fig. 5 zeigen 2FL, 2FR, 2RL und 2RR ein linkes Vorderrad, ein rechtes Vorderrad, ein linkes Hinterrad und ein rechtes Hinterrad eines Vierradfahrzeugs, die jeweils mittels Radzylindern 38FL, 38FR, 38RL und 38RR bremsbar sind, wenn diese mit hydraulischem Druck aus einem Hydraulikkreis 3 einer allgemein mit 10 bezeichneten Bremsanlage beaufschlagt werden. Wie nachstehend im einzelnen beschrieben wird, wird der Hydraulikkreis normalerweise durch ein von einem Fahrer betätigtes Bremspedal gesteuert, kann jedoch unter bestimmten Notfallbedingungen auch durch eine allgemein mit 50 bezeichnete und einen Mikrocomputer 52 beinhaltende, elektronische Steuereinheit gesteuert werden.

Das linke Vorderrad 2FL und das rechte Vorderrad 2FR sind angetriebene, gelenkte Räder, die mittels einer herkömmlichen, in der Figur nicht gezeigten Lenkanlage lenkbar sind, während sie durch eine Brennkraftmaschine 4 über ein Getriebe 5 und Antriebswellen 6FL bzw. 6FR angetrieben werden. Die Ausgangsleistung der Brennkraftmaschine 4 wird durch eine über ein Betätigungsglied 9, das normalerweise durch ein von dem Fahrer mittels der elektronischen Steuereinrichtung 50 betätigtes Gaspedal 7 gesteuert wird, betätigte Drosselklappe 8 gesteuert. Unter bestimmten Notfallbedingungen übersteuert die elektronische Steuereinrichtung 50 die Betätigung des Gaspedals durch den Fahrer.

Wie im einzelnen in Fig. 6 gezeigt, beinhaltet der Hydraulikkreis 10 einen Hauptzylinder 14, der in Übereinstimmung mit einem Tritt auf das Bremspedal 12 eine Hydraulikflüssigkeit aus einem ersten und einem zweiten Port abgibt, wobei der erste Port mit einer zu Bremshydraulikdrucksteuereinrichtungen 18 bzw. 20 für das linke und das rechte Vorderrad führenden Leitung 16 verbunden ist, während der zweite Port mit einer ein Proportionalventil 22 aufweisenden und zu Bremshydraulikdrucksteuereinrichtungen 26 bzw. 28 für das linke und das rechte Hinterrad führenden Leitung 24 verbunden ist. Der Hydraulikbremskreis 10 beinhaltet ferner einen Vorratsbehälter 30 und eine Ölpumpe 34, die die Hydraulikflüssigkeit aus dem Vorratsbehälter entnimmt und diese unter erhöhtem Druck in eine Hochdruckleitung 32 abgibt, die zu den Bremshydraulikdrucksteuereinrichtungen 18, 20, 26 und 28 führen. Ein Akkumulator 36 ist mit einem Mittenabschnitt der Hochdruckleitung 32 verbunden.

Die Bremshydraulikdrucksteuereinrichtungen 18, 20, 26 und 28 beinhalten elektromagnetische 3-Port/2-Wege-Steuerventile 40FL, 40FR, 40RL und 40RR, mittels welchen die Verbindung der Radzylinder 38FL, 38FR, 38RL und 38RR zwischen einer Normalsteuerung durch den Fahrer über das Bremspedal 12 und einer nachstehend im einzelnen beschriebenen, automatischen Notsteuerung umschaltbar ist, im Normalzustand geöffnete elektromagnetische Ein-Aus-Ventile 44FL, 44FR, 44RL bzw. 44RR und im Normalzustand geschlossene elektromagnetische Ein-Aus-Ventile 46FL, 46FR, 46RL bzw. 46RR, wobei jeder Satz der im Normalzustand geöffneten Ein-Aus-Ventile und der im Normalzustand geschlossenen Ein-Aus-Ventile in Reihe zwischen der mit dem Auslaßport der Pumpe 34 verbundenen Hochdruckleitung 32 und einer mit dem Vorratsbehälter 30 verbundenen Niederdruckleitung 42 angeschlossen sind. Ein Mittenpunkt jeder Reihenverbindung des im Normalzustand offenen Ein-Aus-Ventils und des im Normalzustand geschlossenen Ein-Aus-Ventils ist durch eine Leitung wie etwa 48FL, 48FR, 48RL oder 48RR mit

jedem entsprechenden 3-Port/2-Wege-Umschalt-Steuerventil verbunden.

Jedes der Umschalt-Steuerventile 40FL und 40FR wird zwischen seiner ersten, in der Figur dargestellten Stellung, in der die vordere Bremshydraulikfluidleitung 16 mit jedem der vorderen Radzylinder 38FL und 38FR verbunden ist, während jeder der Radzylinder 38FL und 38FR von den entsprechenden Verbindungspassagen 48FL oder 48FR isoliert wird, und einer zweiten Stellung, in der jeder der Radzylinder 38FL und 38FR von der Leitung 16 isoliert wird, während jeder der Radzylinder 38FL und 38FR mit der entsprechenden Verbindungspassage 48FL oder 48FR verbunden wird, umgeschaltet. Hierzu vergleichbar wird jedes der Umschalt-Steuerventile 40RL und 40RR zwischen einer ersten Stellung, in der jeder der hinteren Radzylinder 38RL und 38RR mit der hinteren Bremsdruck-Steuerleitung 24 verbunden und dabei von der entsprechenden Verbindungspassage 48RL oder 48RR isoliert wird, und einer zweiten Stellung, in der jeder der hinteren Radzylinder 38RL und 38RR von der Leitung 24 isoliert wird, während er mit einer entsprechenden Verbindungspassage 48RL oder 48RR verbunden wird, umgeschaltet. Wenn das Umschaltventil 40FL, 40FR, 40RL oder 40RR in seine zweite Stellung umgeschaltet wird, werden dann, wenn das entsprechende Ein-Aus-Ventil 44FL, 44FR, 44RL oder 44RR geöffnet ist, während das entsprechende Ein-Aus-Ventil 46FL, 46FR, 46RL oder 46RR geschlossen ist, wie in der Figur gezeigt, der entsprechende Radzylinder 38FL, 38FR, 38RL oder 38RR mit dem hohen Druck aus der Leitung 32 versorgt, um an dem entsprechenden Rad einen Bremsvorgang zu veranlassen. Wenn demgegenüber das Umschalt-Steuerventil 40FL, 40FR, 40RL oder 40RR in seiner zweiten Stellung ist, wird dann, wenn das entsprechende Ein-Aus-Ventil 44FL, 44FR, 44RL oder 44RR geschlossen ist, während das entsprechende Ein-Aus-Ventil 46FL, 46FR, 46RL oder 46RR geöffnet ist, der entsprechende Radzylinder mit einer Rücklaufleitung 42 verbunden, so daß die dem entsprechenden Rad zugeführte Bremswirkung abnimmt. Natürlich wird dann, wenn sowohl das Ein-Aus-Ventil 44FL, 44FR, 44RL oder 44RR und das Ein-Aus-Ventil 46FL, 46FR, 46RL oder 46RR geschlossen sind und das entsprechende Umschalt-Steuerventil 40FL, 40FR, 40RL oder 40RR in seine zweite Stellung gebracht worden ist, der hydraulische Druck des entsprechenden Radzylinders auf einem Wert gehalten, der in dem Moment erreicht wurde, in dem beide der Ein-Aus-Ventile geschlossen waren.

Es ist infolgedessen klar, daß dann, wenn eines der Umschalt-Steuerventile 40FL bis 40RR in die erste Stellung gebracht wird, die Bremsanlage 10 einem entsprechenden Rad eine Bremskraft in Übereinstimmung mit dem Tritt des Fahrers auf das Bremspedal zuführt, während dann, wenn eines der Umschalt-Steuerventile 40FL bis 40RR in die zweite Stellung gebracht wird, die Bremsanlage dem entsprechenden Rad eine Bremswirkung unter der automatischen Steuerung der Ein-Aus-Ventile 44FL bis 44RR und 46FL bis 46RR zuführt, wobei die Bremssteuerung durch den Fahrer übersteuert wird.

Die Ventile 40FL bis 40RR, 44FL bis 44RR und 46FL bis 46RR werden durch die elektrische Steuereinrichtung 50 gesteuert, wie nachstehend im einzelnen beschrieben wird. Die elektronische Steuereinrichtung 50 beinhaltet den Mikrocomputer 52 und eine Steuerschaltung 54. Obwohl in den Fig. 1 und 2 nicht im einzelnen dargestellt, kann der Mikrocomputer 52 ein her-

kömmlichen allgemeinen Aufbau haben, der eine zentrale Verarbeitungseinheit (CPU), einen Nurlesespeicher (ROM), einen Speicher mit wahlfreiem Zugriff (RAM), eine Eingangsporteinrichtung, eine Ausgangsporteinrichtung und einen diese Konstruktionselemente miteinander verbindenden, gemeinsamen Bus aufweist. Der Bus kann hierbei unidirektional ausgeführt sein.

Dem Mikrocomputer 52 werden verschiedene Daten zugeführt, wie etwa die Fahrzeuggeschwindigkeit V aus einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 56, die Querbesehleunigung Gy des Fahrzeugaufbaus aus einem im wesentlichen im Schwerpunkt des Fahrzeugs oder Fahrzeugaufbaus bereitgestellten Querbesehleunigungssensor 58, die Gierrate γ des Fahrzeugaufbaus aus einem Gierratensensor 60, der Lenkwinkel θ aus einem Lenkwinkelsensor 62, die Längsbesehleunigung des Fahrzeugaufbaus aus einem im wesentlichen im Schwerpunkt des Fahrzeugaufbaus bereitgestellten Längsbesehleunigungssensor 64, eine den Betätigungsweg des Gaspedals 7 angegebende Größe Accp aus einem Gaspedalsensor 66, die Drehzahl Ne aus einem Drehzahlsensor 68, die Getriebeübersetzung Rt (Schalthebelstellung) des Getriebes 5 aus einem Getriebestufensensor 70, und Bremsdrücke PFL bis PRR der Radzylinder 38FL, 38FR, 38RL und 38RR aus Drucksensoren 72FL, 72FR, 72RL und 72RR.

Das ROM des Mikrocomputers 52 speichert verschiedene Steuerungsabläufe und Tabellen, wie nachstehend beschrieben. Die CPU führt auf der Grundlage der von den vorstehend erwähnten verschiedenen Sensoren empfangenen Daten verschiedene Berechnungen in Übereinstimmung mit den in dem ROM abgelegten Steuerungsabläufen und Tabellen und unterstützt durch das RAM durch, beurteilt, ob das Verhalten des Fahrzeugs dem Übersteuerungszustand oder dem Untersteuerungszustand entspricht, und berechnet auf der Grundlage des Ergebnisses der Beurteilung ein Sollgiermoment MT und eine Sollängskraft Ft sowie auf der Grundlage des berechneten Sollgiermoments und der Sollängskraft die den jeweiligen Rädern zum Stabilisieren des Kurvenfahrverhaltens des Fahrzeugs zuzuführenden Bremskräfte.

Bezugnehmend auf Fig. 7, die das allgemeine Ablaufdiagramm zeigt, wird nachstehend die Fahrzeug-Fahrverhaltensteuerung gemäß dem Ausführungsbeispiel beschrieben. Die Steuerung gemäß diesem Ablaufdiagramm wird in vorbestimmten Zeitabständen wiederholt, nachdem sie durch Schließen eines in der Figur nicht gezeigten Zündschalters in Gang gesetzt worden ist.

Zunächst werden in einem Schritt 10 Daten wie etwa die durch den Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 56 erfaßte Fahrzeuggeschwindigkeit V etc. eingelesen und dann in einem Schritt 20 eine Querschleuderbesehleunigung Vyd des Fahrzeugs als Differenz zwischen der durch den Querbesehleunigungssensor 58 erfaßten Querbesehleunigung Gy und einer berechneten Querbesehleunigung, die das Produkt aus der Fahrzeuggeschwindigkeit V und der Gierrate γ ist, in Form von $V_{yd} = G_y \cdot V \cdot \gamma$ berechnet, und Vyd dann integriert, um eine Querschleudergeschwindigkeit Vy zu ermitteln. Sodann wird ein Schleuderwinkel β des Fahrzeugaufbaus als Verhältnis aus der Querschleudergeschwindigkeit Vy und der Längsgeschwindigkeit Vx berechnet. Außerdem wird der Schleuderwinkel β differenziert, um eine Schleuderwinkel-Änderungsrate βd des Fahrzeugaufbaus zu erhalten.

In einem Schritt 30 wird mit a und b als jeweils vorbe-

stimmten Konstanten geprüft, ob der Absolutwert der Summe $a \cdot \beta + b \cdot \beta d$ größer ist als ein Schwellenwert βc . Lautet das Ergebnis dieser Prüfung Ja, wird bestimmt, daß das Fahrzeug schleudert. Falls das Fahrzeug schleudert, schreitet der Steuerungsablauf zu einem Schritt 40 fort, während der Steuerungsablauf zu einem Schritt 100 fortschreitet, wenn das Ergebnis dieser Prüfung Nein lautet.

Wenn ermittelt wurde, daß das Fahrzeug schleudert, wird die Steuerung des Fahrzeugverhaltens durchgeführt, in der Hauptsache, um ein dem Schleudern entgegenwirkendes Moment zu erzeugen. In Schritt 40 wird geprüft, ob die Querbeschleunigung G_y positiv ist, d. h., ob das Fahrzeug eine Linkskurve beschreibt. Falls die Antwort hier Ja lautet, wird in einem Schritt 50 ein Faktor C_s vorbereitet zum Steuern der Bremsen unter dem Gesichtspunkt des primären Erzeugens eines dem Schleudern entgegenwirkenden Moments. In dem vorgenannten Fall wird der Faktor C_s auf $-C_{spin}$ festgelegt, während demgegenüber, wenn G_y nicht positiv ist, C_s in einem Schritt 60 auf C_{spin} festgelegt wird. In einem Schritt 70 wird das Sollmoment dann wie folgt berechnet:

$$M_t = (|a \cdot \beta + b \cdot \beta d| - \beta c) \cdot C_s$$

Die Sollängskraft F_t wird auf einen konstanten Wert F_{tc} festgelegt, der ein verhältnismäßig kleiner Wert einschließlich der Null sein kann.

In einem Schritt 80 werden in Übereinstimmung mit demselben, den Formeln (1) und (2) zugrundeliegenden Prinzip die Lasten W_{in} und W_{out} auf die kurveninnenseitigen bzw. die kurvenaußenseitigen Räder berechnet, dann auf der Grundlage des zu diesem Zeitpunkt geschätzten Reibungskoeffizienten μ der Reibungsradius r_{inmax} für die kurveninnenseitigen Räder und der Reibungsradius r_{outmax} für die kurvenaußenseitigen Räder berechnet und sodann das in Fig. 2 gezeigte Diagramm erstellt, wobei der Haftungsbereich durch die Punkte P1 (neutral), P2 ($F_{in} = F_{inmax}$ & $F_{out} = 0$), P3 ($F_{in} = F_{inmax}$ & $F_{out} = F_{outmax}$) und P4 ($F_{in} = 0$ & $F_{out} = F_{outmax}$) definiert wird.

Handelt es sich bei dem Fahrzeug um ein frontgetriebenes und front gelenktes Fahrzeug, wird das Diagramm gemäß Fig. 3 erstellt auf der weiteren Grundlage des den Tritt auf das Gaspedal 7 repräsentierenden Betrags $Accp$ und der Drehzahl N_e der Brennkraftmaschine und in Übereinstimmung mit einer in der Figur nicht gezeigten Tabelle derart, daß das Ausgangsdrehmoment T_e der Brennkraftmaschine berechnet wird. Sodann werden auf der Grundlage des Ausgangsdrehmoments T_e der Brennkraftmaschine und der Schaltstellung des Getriebes bzw. dem Übersetzungsverhältnis R_t in Übereinstimmung mit einer in der Figur nicht gezeigten Tabelle die Antriebskräfte F_{din} und F_{dout} der kurveninnenseitigen und der kurvenaußenseitigen Räder berechnet und danach die Punkte P1', P2' und P4' des Diagramms gemäß Fig. 4 ermittelt.

Auf der Grundlage des so erhaltenen Diagramms gemäß Fig. 2 oder 3 werden — sofern erforderlich — das Solmoment M_t und die Sollängskraft F_t in der unter Bezugnahme auf Fig. 2 beschriebenen Weise derart modifiziert, daß ein Sollpunkt innerhalb des Haftungsbereichs gewährleistet wird, um eine Sollbremskraft F_{in} , die dem kurveninnenseitigen Rad (genauer, den Vorder- und den Hinterrädern) zugeführt wird, und eine Sollbremskraft F_{out} , die dem kurvenaußenseitigen Rad (genauer, ebenfalls den Vorder- und den Hinterrädern) zu-

geführt wird, zu erhalten.

Sodann wird in Übereinstimmung mit der in Fig. 8 gezeigten Unterroutine in einem Schritt 90 jede der kurveninnenseitigen und kurvenaußenseitigen Sollbremskräfte auf das Vorder- und das Hinterrad aufgeteilt.

Zunächst werden in einem Schritt 92 die Lasten W_{in} und W_{out} des kurveninnenseitigen Vorder- und Hinterrades und die Lasten W_{fout} und W_{rout} der kurvenaußenseitigen Vorder- und Hinterräder wie folgt berechnet:

$$W_{in} = \alpha \cdot m \cdot g/2 - m \cdot G_x \cdot h - \delta \cdot m \cdot G_y \cdot h/t$$

$$W_{fout} = \alpha \cdot m \cdot g/2 - m \cdot G_x \cdot h + \delta \cdot m \cdot G_y \cdot h/t$$

$$W_{in} = (1-\alpha) \cdot m \cdot g/2 + m \cdot G_x \cdot h - (1-\delta) \cdot m \cdot G_y \cdot h/t$$

$$W_{fout} = (1-\alpha) \cdot m \cdot g/2 + m \cdot G_x \cdot h + (1-\delta) \cdot m \cdot G_y \cdot h/t$$

worin m die Gesamtmasse des Fahrzeugs, α das Massenverteilungsverhältnis für die Vorderräder, g die Fallbeschleunigung, G_x die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs, G_y die Querbeschleunigung des Fahrzeugs, δ das Rollsteifigkeitsverteilungsverhältnis für die Vorderräder und h die Höhe des Zentrums der Masse m über der Straßenoberfläche sind.

In einem Schritt 94 werden die maximalen, für das kurveninnenseitige Vorder- und Hinterrad aufgrund deren Reibungskontakt mit der Straßenoberfläche zur Verfügung stehenden Seitenkräfte F_{finmax} und F_{rinmax} und die maximalen, für das kurvenaußenseitige Vorder- und Hinterrad aufgrund deren Reibungskontakt mit der Straßenoberfläche zur Verfügung stehenden Seitenkräfte $F_{foutmax}$ und $F_{routmax}$, d. h. die Reibungsradien der jeweiligen Räder, wie folgt berechnet:

$$F_{finmax} = \mu_f \cdot W_{in}$$

$$F_{foutmax} = \mu_f \cdot W_{fout}$$

$$F_{rinmax} = \mu_r \cdot W_{in}$$

$$F_{routmax} = \mu_r \cdot W_{rout} \cdot (1/2)/(b^2 + t^2/4)^{1/2}$$

worin μ_f und μ_r die Reibungskoeffizienten des Kontakts zwischen dem Vorderrad bzw. dem Hinterrad und der Straßenoberfläche und b und t die in Fig. 4 gezeigten, geometrischen Parameter sind. Es wird angemerkt, daß (die Gleichung für) das Hinterrad an der Kurvenaußenseite im Hinblick auf den unter Bezugnahme auf Fig. 4 beschriebenen Zustand speziell modifiziert ist. Die Reibungskoeffizienten μ_f und μ_r können als ein gemeinsamer Wert μ bestimmt sein.

Auf der Grundlage einer Gegenüberstellung von F_{finmax} und F_{rinmax} wird die Bremskraft F_{in} für das kurveninnenseitige Rad auf F_{fin} und F_{rin} für das kurveninnenseitige Vorder- bzw. Hinterrad aufgeteilt, und auf der Grundlage einer Gegenüberstellung von $F_{foutmax}$ und $F_{routmax}$ wird die Bremskraft F_{out} für das kurvenaußenseitige Rad auf F_{fout} und F_{rout} für das kurvenaußenseitige Vorder- bzw. Hinterrad aufgeteilt:

$$F_{fin} = F_{in} \cdot F_{finmax} / (F_{finmax} + F_{rinmax})$$

$$F_{rin} = F_{in} \cdot F_{rinmax} / (F_{finmax} + F_{rinmax})$$

$$F_{fout} = F_{out} \cdot F_{foutmax} / (F_{foutmax} + F_{routmax})$$

$$F_{rout} = F_{out} \cdot F_{routmax} / (F_{foutmax} + F_{routmax})$$

In einem Schritt 180 werden sodann auf der Grundlage von F_{fin} , F_{rin} , F_{fout} und F_{rout} die Bremsen der einzelnen Räder automatisch gesteuert, so daß die Umschalt-Steuerventile 40FL bis 40RR in die zweite Stellung umgeschaltet werden, um die entsprechenden Radzylinder 38FL bis 38RR von der vorderseitigen Leitung 16 und der hinterseitigen Leitung 24 zu isolieren und gleichzeitig der Steuerung durch die entsprechende Reihenverbindung der durch den Mikrocomputer 52 betätigten Ein-Aus-Ventile 44FL bis 44RR und 46FL bis 46RR zu unterwerfen.

Wenn andererseits in Schritt 30 entschieden wurde, daß das Fahrzeug nicht schleudert, wird die Fahrzeug-Fahrverhaltensteuerung primär zur Unterdrückung des Wegdriftens des Fahrzeugs ausgeführt, um die Gierrate des Fahrzeugs der Betätigung des Lenkrads durch den Fahrer nachfolgen zu lassen. Infolgedessen wird dann, wenn der Steuerungsablauf von Schritt 100 zu Schritt 30 fortschreitet, eine Sollgierrate wie folgt berechnet:

$$\gamma_t = V \cdot \theta \cdot (1 + K_h \cdot V^2) \cdot L / (1 + T \cdot s)$$

worin V die Fahrzeuggeschwindigkeit, θ der Lenkwinkel, L der Radstand des Fahrzeugs, K_h ein Stabilitätszwecken dienender Faktor, T eine Integrationszeitkonstante und S der Laplace-Operator sind.

In einem Schritt 110 wird geprüft, ob die Differenz des Absolutwerts der Sollgierrate γ_t von dem Absolutwert der tatsächlichen Gierrate γ größer ist als ein vorbestimmter Schwellenwert γ_c . Lautet die Antwort Ja, wird ermittelt, daß das Fahrzeug wegdriftet, während dann, wenn die Antwort Nein lautet, ermittelt wird, daß das Fahrzeug nicht wegdriftet. Falls die Antwort Nein lautet, kehrt der Steuerungsablauf zu Schritt 10 zurück, während dann, wenn die Antwort Ja lautet, der Steuerungsprozeß zu einem Schritt 120 fortschreitet.

In Schritt 120 wird geprüft, ob die Querbeseleunigung G_y positiv ist, d. h., ob das Fahrzeug entlang einer Linkskurve fährt, und falls hier die Antwort Ja lautet, schreitet der Steuerungsablauf zu einem Schritt 130 fort, in welchem ein Faktor K auf 1 gesetzt wird, wogegen dann, wenn die Antwort Nein lautet, der Steuerungsablauf zu einem Schritt 140 fortschreitet, in welchem der Faktor K auf -1 gesetzt wird.

In einem Schritt 150 wird das Sollgierrmoment M_t auf $K \cdot M_{tc}$ gesetzt, worin M_{tc} eine Konstante ist. In diesem Fall kann das Sollgierrmoment M_t ein verhältnismäßig niedriger Wert einschließlich der Null sein.

Andererseits wird die Sollängskraft F_t wie folgt berechnet:

$$F_t = (|\gamma_t| - |\gamma| - |\gamma_c|) \cdot C_d$$

worin C_d ein zur Unterdrückung des Wegdriftens des Fahrzeugs bestimmter Faktor ist.

In einem Schritt 160 werden das Sollmoment M_t und die Sollängskraft F_t in die Bremskräfte F_{in} und F_{out} für die kurveninnenseitigen und die kurvenaußenseitigen Räder konvertiert. Dies kann in Übereinstimmung mit dem Diagramm gemäß Fig. 2 oder Fig. 3 erfolgen, wie unter Bezugnahme auf Schritt 80 beschrieben, erforderlich falls mit einer Modifikation von M_t und F_t , um die Haftungsbereich reich zu gewährleisten. Da jedoch die Sicherheit bzw. die Gewährleistung der Seitenkraft bei

der Wegdriftsteuerung wichtiger ist als bei der Schleudersteuerung, ist es wünschenswert, daß der Arbeitsbereich der Bremssteuerung ausgehend von dem Haftungsbereich weiter verkleinert wird, so daß die Bremskräfte in einem Bereich von etwa einem Drittel (1/3) des Reibungsradius liegen, wie in Fig. 9 gezeigt.

In einem Schritt 170, entsprechend der Unteroutine gemäß Fig. 10, werden die Bremskräfte F_{in} und F_{out} für die kurveninnenseitigen und die kurvenaußenseitigen Räder auf die kurveninnenseitigen und kurvenaußenseitigen Vorder- bzw. Hinterräder in Übereinstimmung mit der Lastverteilung auf die jeweiligen Räder aufgeteilt, und zwar durch Schritte 172, 174 und 176, die den Schritten 92, 94 und 96 entsprechen mit der Ausnahme, daß das kurvenaußenseitige Hinterrad nicht mehr länger die außergewöhnliche Anteilsberücksichtigung gemäß Schritt 94 der Schleuder-Unterdrückungssteuerung erhält.

Nachdem die den einzelnen Rädern zuzuführenden Bremskräfte ermittelt worden sind, wird dann in Schritt 180 das Bremssteuersystem wie bereits beschrieben aktiviert oder betätigt.

In dem vorstehend beschriebenen Fahrverhalten-Steuersystem eines Fahrzeugs, bei dem einzelne Räder in Übereinstimmung mit einem Sollgierrmoment und einer Sollängskraft selektiv gebremst werden, wird ermittelt, ob sich das Fahrzeug in einem Übersteuerungszustand oder einem Untersteuerungszustand befindet, und eine grundlegende Ausrichtung des Fahrverhaltens bzw. der Fahrverhaltensteuerung wird je nachdem, ob sich das Fahrzeug in dem Übersteuerungszustand oder dem Untersteuerungszustand befindet, zwischen dem Sollgierrmoment und der Sollängskraft umgeschaltet.

Patentansprüche

1. Fahrverhalten-Steuersystem für ein Fahrzeug mit Rädern und einer Bremsanlage zum selektiven Bremsen jedes der Räder, gekennzeichnet durch eine Einrichtung zum Erfassen des Fahrverhaltens des Fahrzeugs, wobei dieses Fahrverhalten ein Gierrmoment und eine Längskraft des Fahrzeugs umfaßt;

eine Einrichtung zum Bestimmen eines Sollfahrverhaltens des Fahrzeugs, wobei dieses Sollfahrverhalten ein Sollgierrmoment und eine Sollängskraft umfaßt;

eine Einrichtung zum Steuern der Bremsanlage so, daß sich das Fahrverhalten des Fahrzeugs dem Sollfahrverhalten annähert, wobei die Steuerung beinhaltet, das Gierrmoment des Fahrzeugs dem Sollgierrmoment und die Längskraft des Fahrzeugs der Sollängskraft anzunähern;

eine Einrichtung zum Entscheiden, ob das Fahrverhalten des Fahrzeugs einem Übersteuerungszustand oder einem Untersteuerungszustand entspricht; und

einer Einrichtung zum Umschalten einer grundlegenden Ausrichtung der Steuerung zwischen dem Sollgierrmoment und der Sollängskraft in Übereinstimmung damit, ob das durch die Fahrzeug-Fahrverhalten-Beurteilungseinrichtung ermittelte Fahrzeug-Fahrverhalten dem Übersteuerungszustand oder dem Untersteuerungszustand entspricht.

2. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Fahrzeug-Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung die Geschwindigkeit, die Querbeseleunigung und die Gierrate des

Fahrzeugs erfaßt und die die grundlegende Ausrichtung der Steuerung umschaltende Einrichtung die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung so steuert, daß das Sollgiermoment im wesentlichen auf der Grundlage eines Schleuderwinkels des Fahrzeugs bestimmt wird, der durch Berechnen einer Änderungsrate der Querschleunigung als Unterschied zwischen der durch die Fahrzeug-Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung und einem Produkt aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gierrate, die beide durch die Fahrzeug-Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung erfaßt werden, Berechnen einer Querschleudergeschwindigkeit durch zeitliches Integrieren der Querschleunigungs-Änderungsrate, und Berechnen des Schleuderwinkels als Verhältnis zwischen der Querschleudergeschwindigkeit und der Fahrzeuggeschwindigkeit abgeleitet wird, wenn als Fahrzustand des Fahrzeugs der Übersteuerungszustand ermittelt wird.

3. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung die Solllängskraft so bestimmt, daß diese einen konstanten Wert annimmt.

4. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Sollgiermoment-Bestimmungseinrichtung das Sollgiermoment außerdem auf der Grundlage einer Änderungsrate des Schleuderwinkels zusätzlich zu dem Schleuderwinkel bestimmt.

5. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Fahrzeug-Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung die Geschwindigkeit, den Lenkwinkel und die Gierrate des Fahrzeugs erfaßt und die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung die Solllängsgeschwindigkeit im wesentlichen auf der Grundlage einer Abweichung einer durch zeitliche Integration eines Parameters proportional zu einem Produkt aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel, die beide durch die Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung erfaßt werden, berechneten Gierrate von der durch die Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung erfaßten Gierrate ermittelt, wenn als Fahrzustand des Fahrzeugs der Untersteuerungszustand ermittelt wird.

6. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung das Sollgiermoment so bestimmt, daß dieses einen konstanten Wert annimmt.

7. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der zu dem Produkt aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel proportionale Parameter durch Quadrieren der Fahrzeuggeschwindigkeit derart modifiziert wird, daß der Parameter mit einem additiven, im wesentlichen zu dem Quadrat der Fahrzeuggeschwindigkeit proportionalen Inkrement zunimmt.

8. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung eine Einrichtung zum Bilden eines Koordinatensystems aus dem Giermoment und der Längskraft, eine Einrichtung zum Bestimmen eines Haftungsbereichs in diesem Koordinatensystem, und eine Einrichtung zum Ändern eines Sollpunkts des Sollgiermoments und der Solllängskraft in dem Koordinatensystem derart, daß dieser in dem Haftungsbereich zu liegen kommt,

wenn dies nicht der Fall ist, umfaßt, wobei die Sollpunkt-Änderungseinrichtung den Sollpunkt dadurch ändert, daß dem Sollgiermoment im Übersteuerungszustand des Fahrzeug-Fahrverhaltens Priorität über die Solllängskraft eingeräumt wird.

9. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung eine Einrichtung zum Bilden eines Koordinatensystems aus dem Giermoment und der Längskraft, eine Einrichtung zum Bestimmen eines Haftungsbereichs in diesem Koordinatensystem, und eine Einrichtung zum Ändern eines Sollpunkts des Sollgiermoments und der Solllängskraft in dem Koordinatensystem derart, daß dieser in dem Haftungsbereich zu liegen kommt, wenn dies nicht der Fall ist, umfaßt, wobei die Sollpunkt-Änderungseinrichtung den Sollpunkt dadurch ändert, daß der Solllängskraft im Untersteuerungszustand des Fahrzeug-Fahrverhaltens Priorität über die Sollgierrate eingeräumt wird.

10. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Sollfahrverhalten-Bestimmungseinrichtung eine Einrichtung zum Bilden eines Koordinatensystems aus dem Giermoment und der Längskraft, eine Einrichtung zum Bestimmen eines Bereichs in dem Koordinatensystem, der so zusammengezogen ist, daß er im wesentlichen ein Drittel eines Haftungsbereichs in bezug auf das Giermoment bzw. die Längskraft einnimmt, und eine Einrichtung zum Ändern eines Sollpunkts des Sollgiermoments und der Solllängskraft in dem Koordinatensystem so, daß dieser in dem zusammengezogenen Bereich zu liegen kommt, wenn dies nicht der Fall ist, umfaßt, wobei die Sollpunkt-Änderungseinrichtung den Sollpunkt dadurch ändert, daß der Solllängskraft im Untersteuerungszustand des Fahrzeug-Fahrverhaltens gegenüber dem Sollgiermoment Priorität eingeräumt wird.

11. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Fahrverhalten-Erfassungseinrichtung eine Einrichtung zum Erfassen eines Reibradius jedes der Räder, eine Einrichtung zum Aufteilen der dem linken Vorderrad und dem linken Hinterrad des Fahrzeugs zugeführten Bremskraft auf eine dem linken Vorderrad zugeführte Bremskraft und eine dem linken Hinterrad zugeführte Bremskraft mit einem aus dem Reibradius des linken Vorderrades und dem Reibradius des linken Hinterrades abgeleiteten Verteilungsverhältnis, und eine Einrichtung zum Aufteilen der dem rechten Vorderrad und dem rechten Hinterrad des Fahrzeugs zugeführten Bremskraft auf eine dem rechten Vorderrad zugeführte Bremskraft und eine dem rechten Hinterrad zugeführte Bremskraft mit einem aus dem Reibradius des rechten Vorderrades und dem Reibradius des rechten Hinterrades abgeleiteten Verteilungsverhältnis, wenn sich das Fahrzeug-Fahrverhalten in dem Untersteuerungszustand befindet.

12. Fahrverhalten-Steuersystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Fahrzeugverhalten-Erfassungseinrichtung eine Einrichtung zum Erfassen eines Reibradius jedes der Räder, eine Einrichtung zum Verteilen der dem kurveninnenseitigen Vorderrad und dem kurveninnenseitigen Hinterrad des Fahrzeugs zugeführten Bremskraft auf eine dem kurveninnenseitigen Vorderrad zugeführte Bremskraft und ein dem kurveninnenseitigen

gen Hinterrad zugeführte Bremskraft mit einem aus dem Reibradius des kurveninnenseitigen Vorderrades und dem Reibradius des kurveninnenseitigen Hinterrades abgeleiteten Verteilungsverhältnis, und eine Einrichtung zum Verteilen der dem kurvenaußenseitigen Vorderrad und dem kurvenaußenseitigen Hinterrad des Fahrzeugs zugeführten Bremskraft auf eine dem kurvenaußenseitigen Vorderrad zugeführte Bremskraft und eine dem kurvenaußenseitigen Hinterrad zugeführte Bremskraft mit einem aus dem Reibradius des kurveninnenseitigen Vorderrades und einem Produkt aus dem Reibradius des kurvenaußenseitigen Hinterrades und $(t/2)/(b^2 + t^2/4)^{1/2}$ abgeleiteten Verteilungsverhältnis, worin t der Radabstand der Hinterräder und b der Abstand zwischen dem Fahrzeugschwerpunkt und der Hinterachse ist, wenn sich das Fahrzeug-Fahrverhalten in dem Übersteuerungszustand befindet.

Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

FIG. 1

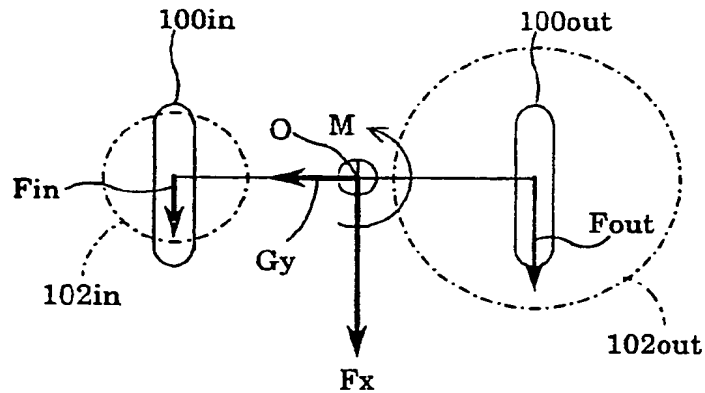


FIG. 2

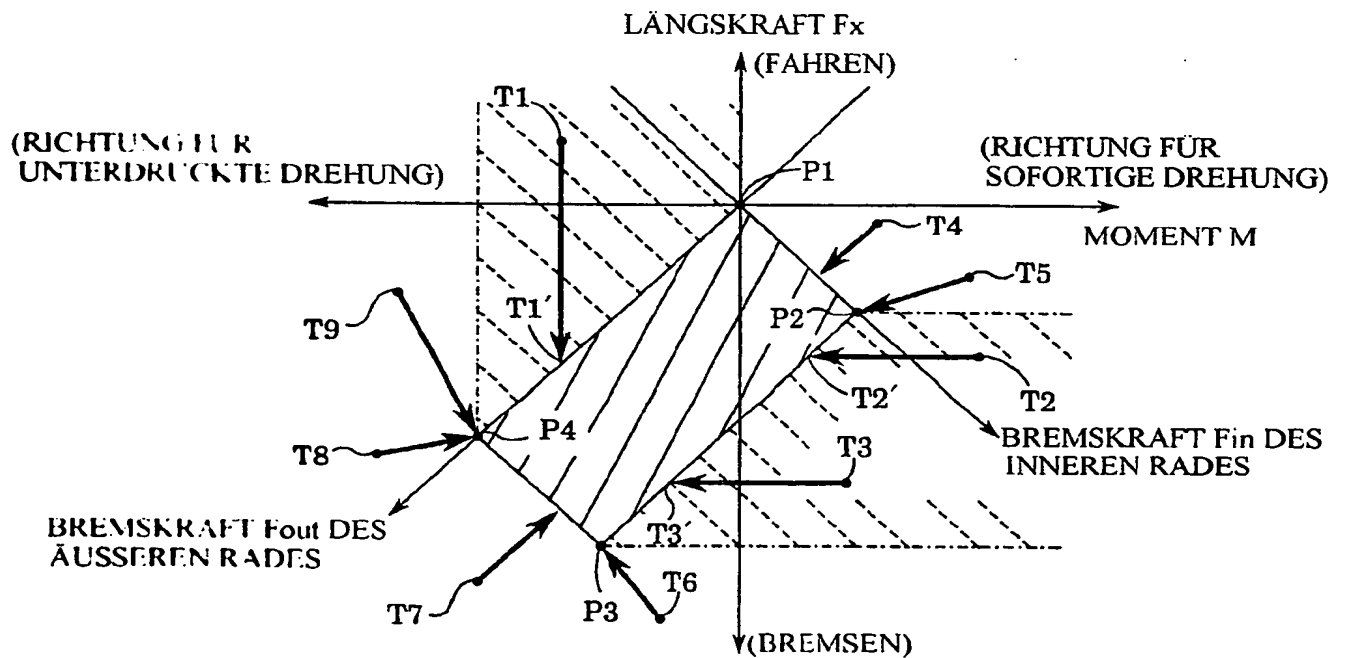


FIG. 3

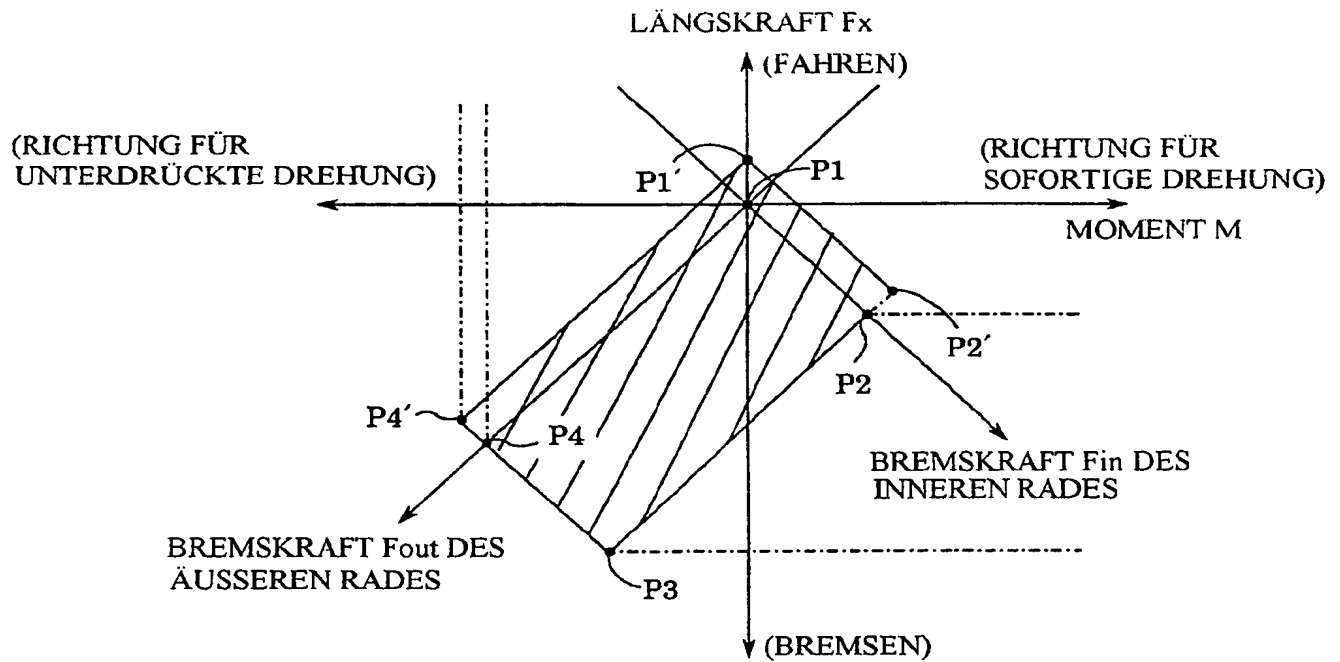


FIG. 9

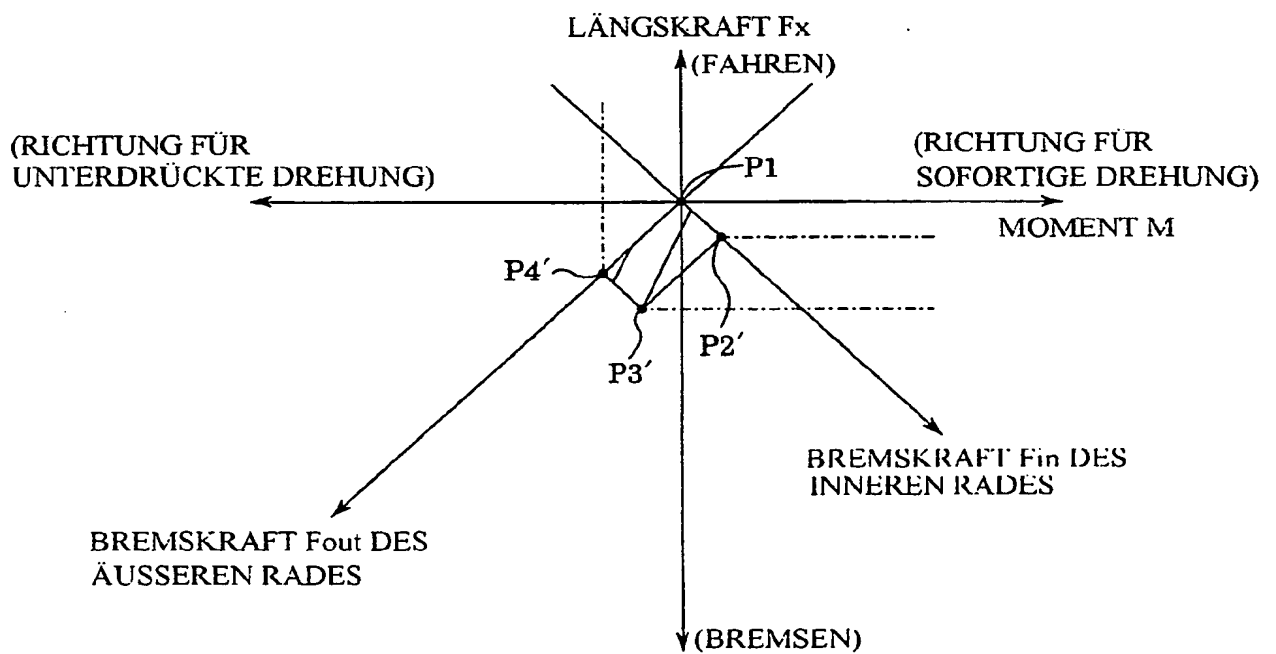


FIG. 4

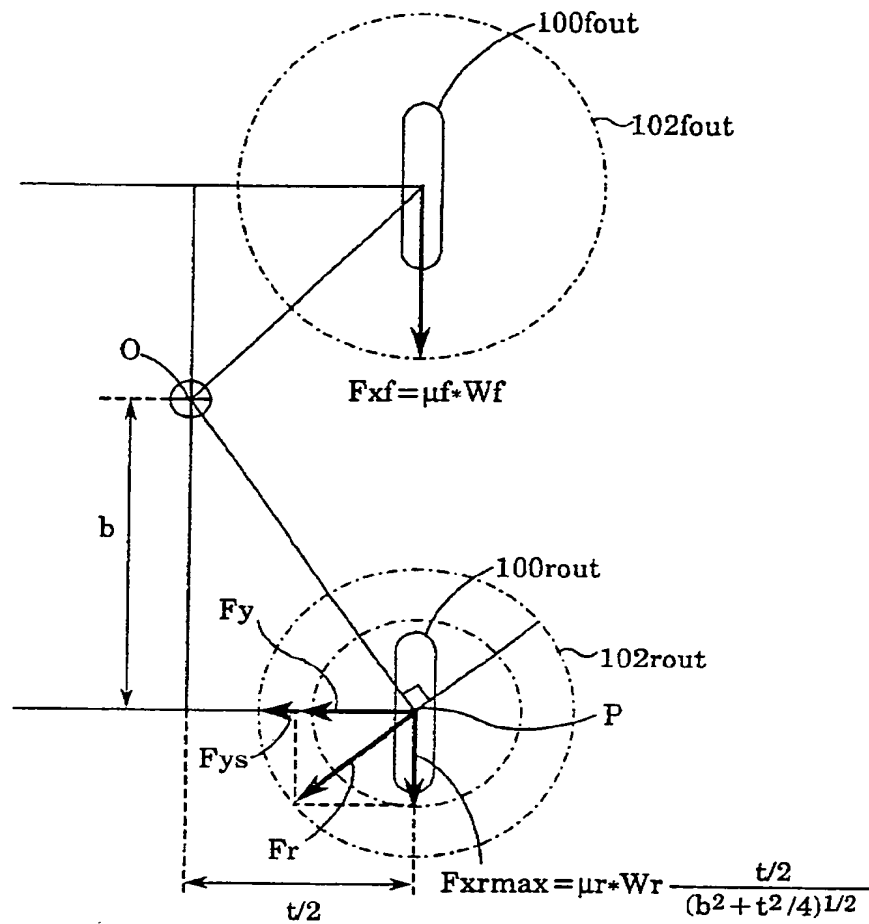


FIG. 5

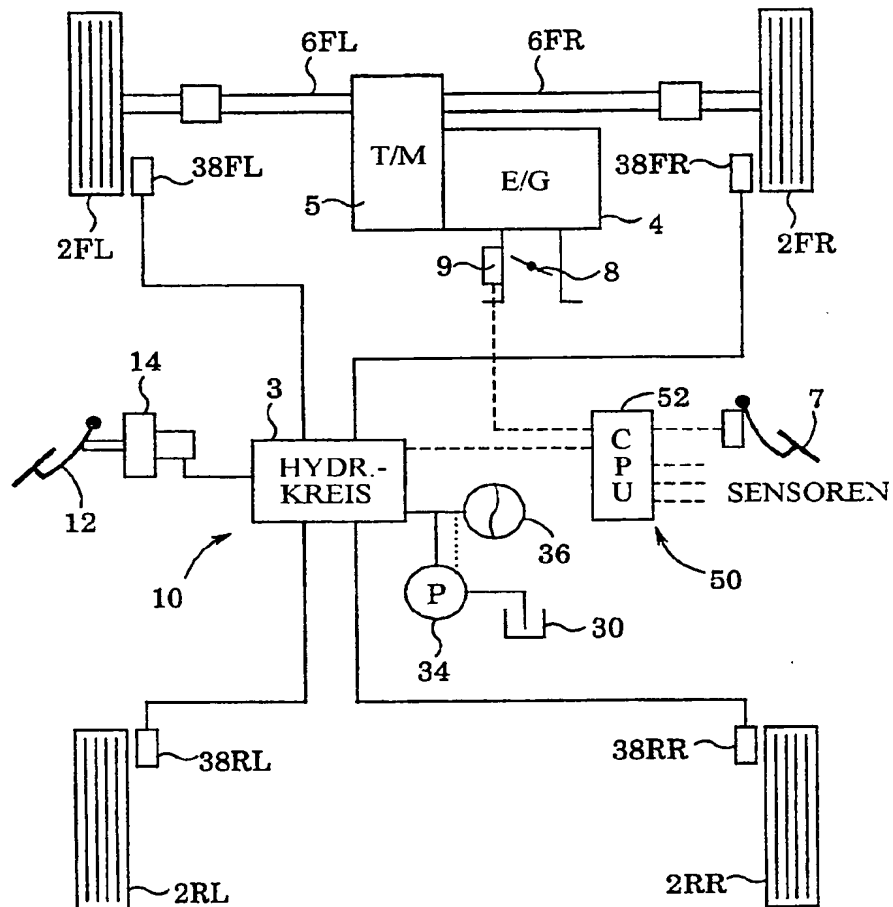


FIG. 6

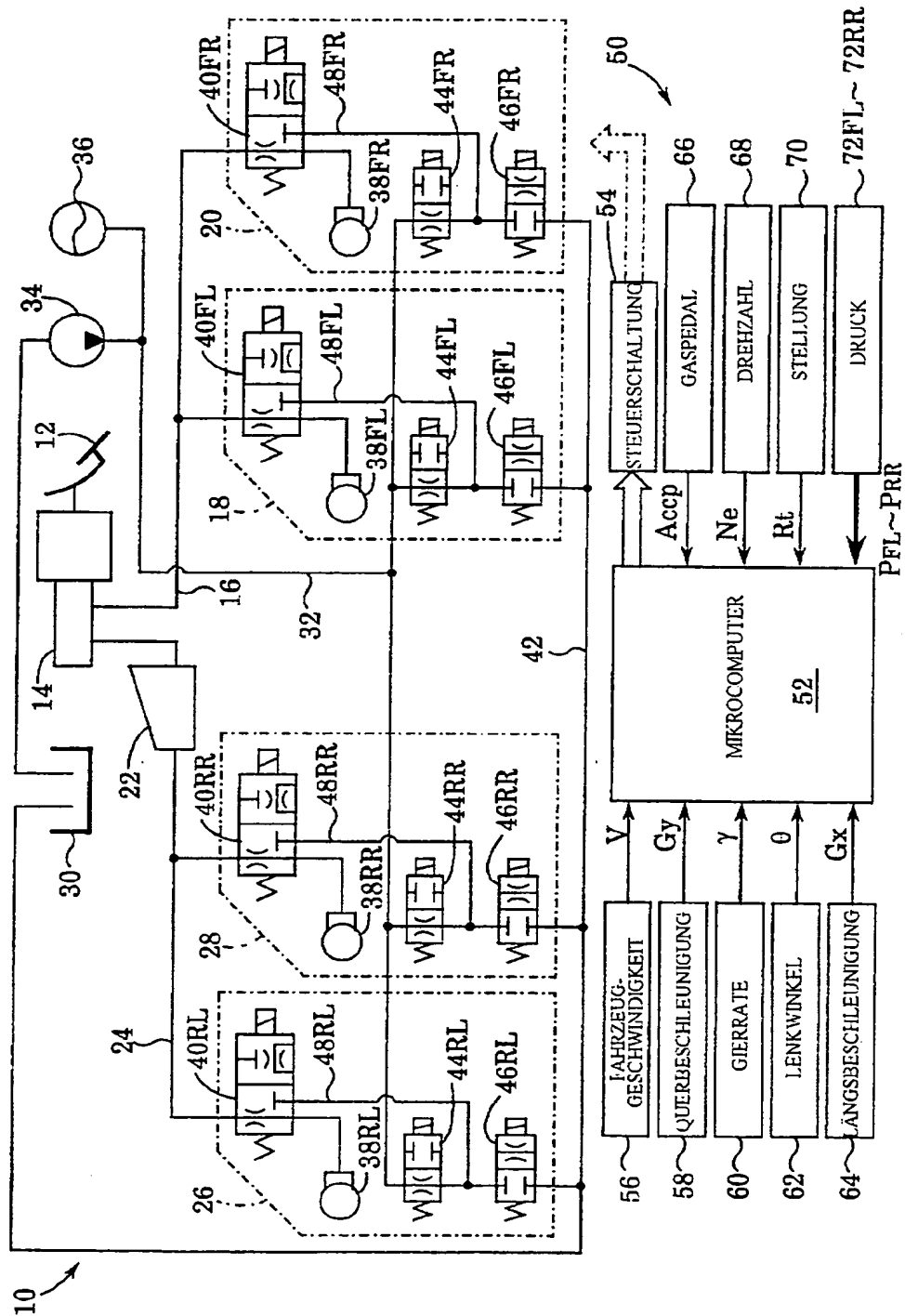


FIG. 7

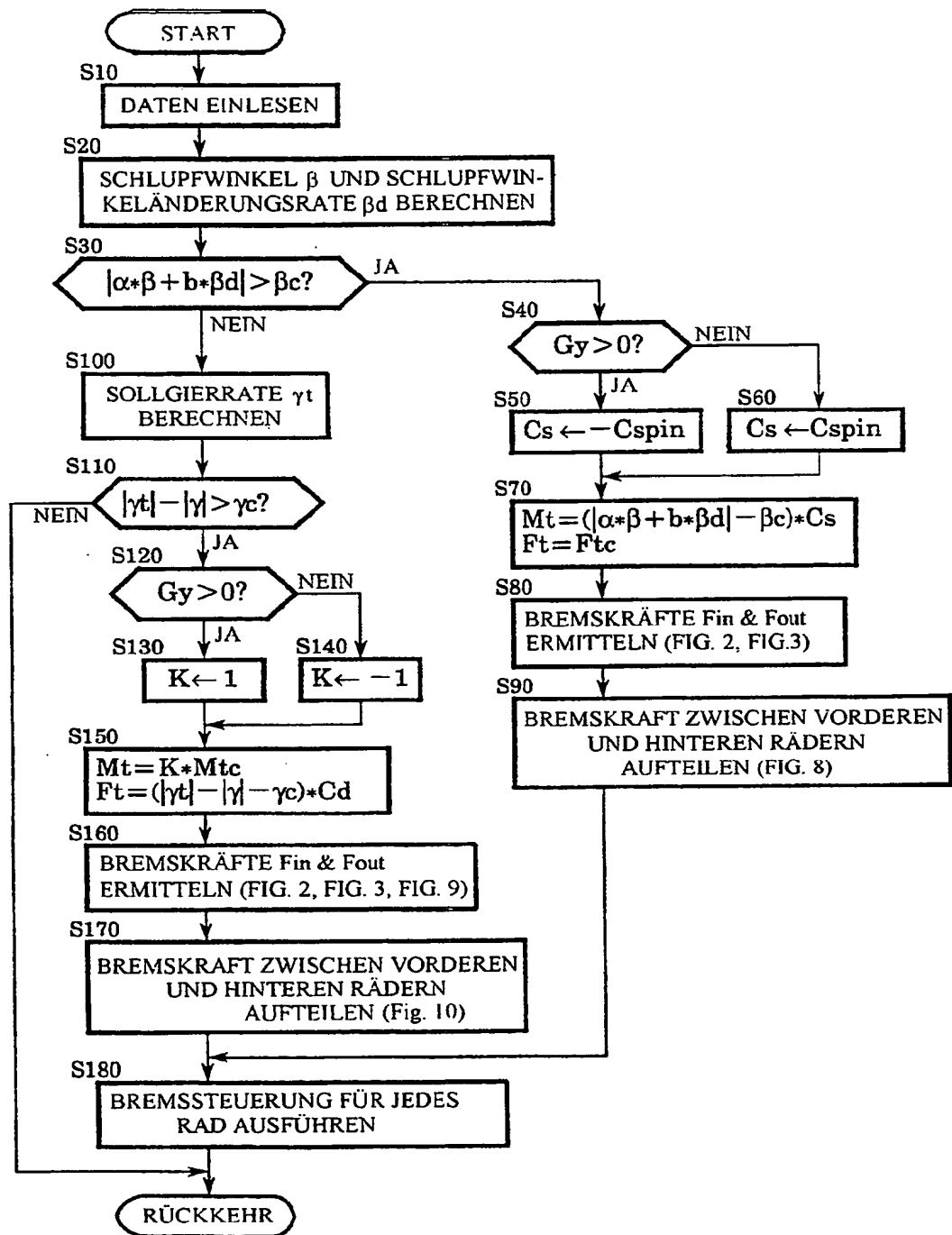


FIG. 8

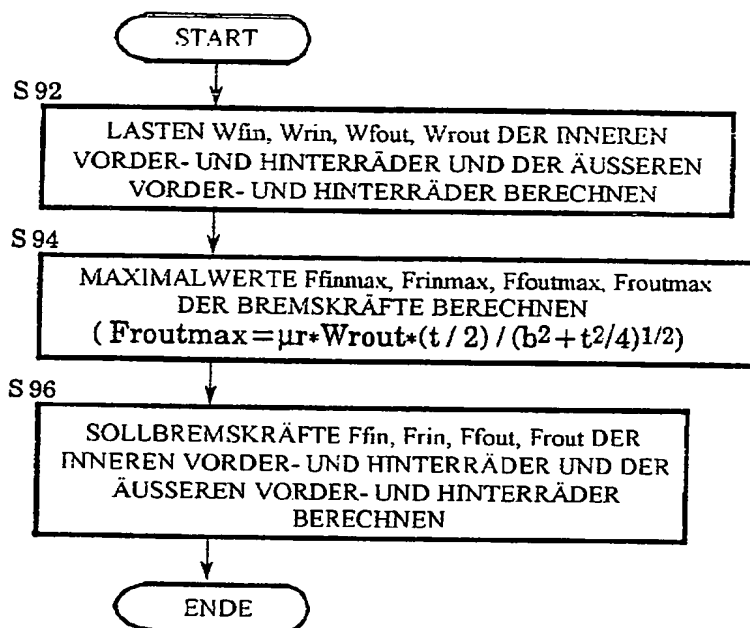


FIG. 10

